

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-116371
 (43)Date of publication of application : 27.04.2001

(51)Int.Cl. F25B 1/00
 F24F 11/02

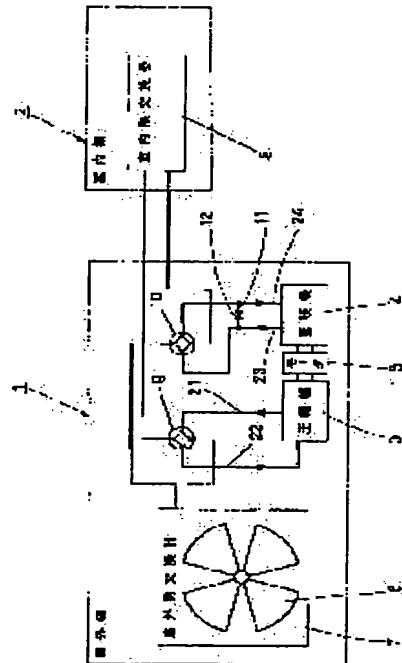
(21)Application number : 11-297711 (71)Applicant : DAIKIN IND LTD
 (22)Date of filing : 20.10.1999 (72)Inventor : HIWADA TAKESHI

(54) AIR CONDITIONER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To operate in an optimum cycle for always obtaining a high operating efficiency in a power recovery type air conditioner.

SOLUTION: In the air conditioner in which a positive displacement type compressor and a positive displacement type expansion unit 4 are coupled to one shaft, a bypass pipeline 11 is provided between a discharge pipeline 23 and a suction pipeline 24 of the unit 4, and a passage area of the pipeline 11 is regulated to be increased or decreased by a control valve 12. With such a constitution, a refrigerant circulating amount of the unit 4 is regulated to be increased or decreased by the valve 12 to eliminate a restriction in a cycle operation of a 'density ratio = constant'. And, operating conditions of the cycle can be freely decided so as to always assure a high operating efficiency, a power of the unit 4 can be recovered, and the air conditioner having a high operating efficiency can be obtained.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-116371

(P2001-116371A)

(43)公開日 平成13年4月27日(2001.4.27)

(51)Int.Cl.⁷

F 25 B 1/00
F 24 F 11/02

識別記号

304
102

F I

F 25 B 1/00
F 24 F 11/02

テ-マコト^{*}(参考)

304 D 3 L 060
102 F

審査請求 未請求 請求項の数6 O.L (全6頁)

(21)出願番号 特願平11-297711

(22)出願日 平成11年10月20日(1999.10.20)

(71)出願人 000002853

ダイキン工業株式会社

大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号

梅田センタービル

(72)発明者 梶皮 武史

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業
株式会社堺製作所金岡工場内

(74)代理人 100075731

弁理士 大浜 博

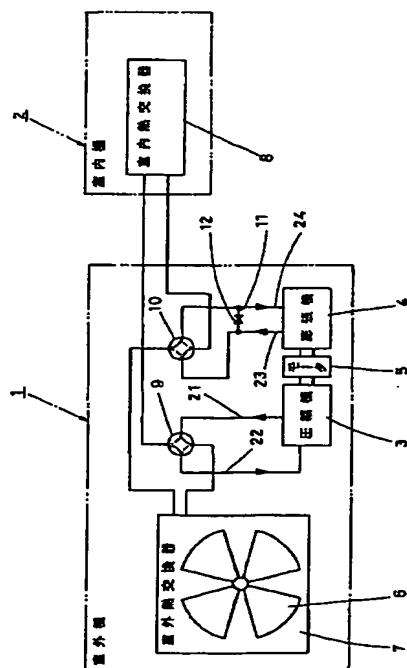
Fターム(参考) 3L060 CC04 DD02 EE02 EE09

(54)【発明の名称】 空気調和装置

(57)【要約】

【課題】 動力回収式の空気調和装置において、常時高い運転効率が得られる最適なサイクルでの運転を可能とする。

【解決手段】 共に容積式の圧縮機3と膨張機4とを一軸に連結した空気調和装置において、上記膨張機4の吐出管路23と吸込管路24との間にバイパス管路11を設け且つ該バイパス管路11の通路面積を制御弁12によって増減調整する。かかる構成によれば、上記制御弁12によって上記膨張機4を通る冷媒循環量が増減調整され、「密度比=一定」というサイクル運転上の制約が解消され、サイクルの運転条件を、常時高い運転効率が確保できるように自由に定めることが可能となり、膨張機4における動力回収とも相俟って、高い運転効率をもつ空気調和装置が得られる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 共に容積式の圧縮機(3)と膨張機(4)とをモータ(5)に対して一軸に連結するとともに、上記圧縮機(3)からの吐出冷媒を室外熱交換器(7)と室内熱交換器(8)とに選一的に供給可能とするとともに、該室外熱交換器(7)と室内熱交換器(8)からの冷媒を上記膨張機(4)に選一的に供給可能なとした空気調和装置において、

上記膨張機(4)の吐出管路(23)と吸込管路(24)との間にこれら両者を連通させるバイパス管路(11)を設けるとともに、該バイパス管路(11)にはその通路面積を増減調整する制御弁(12)を備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項2】 請求項1において、

上記制御弁(12)を冷媒の吐出温度に基づいて制御することを特徴とする空気調和装置。

【請求項3】 請求項1において、

上記制御弁(12)を冷媒の過熱度に基づいて制御することを特徴とする空気調和装置。

【請求項4】 請求項1、2又は3において、起動時には上記制御弁(12)を全開に設定することを特徴とする空気調和装置。

【請求項5】 請求項1、2、3又は4において、上記冷媒として二酸化炭素冷媒が用いられていることを特徴とする空気調和装置。

【請求項6】 請求項1、2、3、4又は5において、上記圧縮機(3)としてスイング型が、上記膨張機(4)としてスクロール型が、それぞれ適用されていることを特徴とする空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本願発明は、膨張機を備えた動力回収式の空気調和装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】図5には、従来一般的な動力回収式の空気調和装置のシステム構成を示しており、同図において符号1は室外機、符号2は室外機である。上記室外機1には、モータ5に対して一軸に連結された圧縮機3と膨張機4と、ファン6を備えた室外熱交換器7と、二つの四路切換弁9、10とが備えられている。また、上記室内機2には室内熱交換器8が備えられている。

【0003】上記圧縮機3は、上記第1四路切換弁9の切換操作によって、その吐出管路21と吸込管路22とが上記室外熱交換器7と室内熱交換器8とに選一的に接続可能とされる。また、上記膨張機4は、上記第2四路切換弁10の切換操作によってその吐出管路23と吸込管路24とが上記室内熱交換器8と室外熱交換器7とに選一的に接続される。

【0004】このような空気調和装置では、上記膨張機4において冷媒の等エントロピー膨張が行われること

で、圧縮機3側への動力回収がなされ、これによってサイクルの高効率運転が実現されるものである。

【0005】即ち、図6には、このような空気調和装置の作動の一例として、高圧冷媒である二酸化炭素を冷媒として用いた遷臨界冷凍サイクルを示しているが、このサイクルでは、圧縮機出口(点D)から凝縮されて過冷却となった冷媒ガス(点A)を膨張機に導入し、これを該膨張機において等エントロピー膨張によって膨張させる。この場合、蒸発器入口「点B」と、従来のように膨張弁によって「点A」から等エンタルピー膨張させた場合における蒸発器入口「点E」との間のエンタルピー量「 h_a 」だけ、冷媒膨張時の圧力エネルギーが動力として冷凍システム側に回収される。その結果、圧縮機には、その必要入力「 h_b 」から上記回収動力「 h_a 」を差し引いた値「 $h_b - h_a$ 」だけを実際に入力すればよく、圧縮機入力の低減分だけ冷凍サイクルの高効率運転が実現されるものである。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、このような動力回収式空気調和装置において用いられる圧縮機と膨張機は、共に容積式のものが採用されるのが通例である。

【0007】ところが、共に容積式の圧縮機と膨張機とを一軸に連結した構成にあっては、圧縮機と膨張機とが常時同一回転数で回転することから、一定の冷媒循環量でシステムが運転される場合には、本来、膨張機による動力回収によってサイクルの高効率化を図ったにも拘わらず、必ずしも高効率運転が実現できるとは言えなかつた。

【0008】即ち、サイクルを循環する冷媒の循環量は、質量循環量及び体積循環量として把握される。ここで、質量循環量は、サイクルのどのポイントにおいても等しく、従って、圧縮機を通る冷媒の質量循環量と膨張機を通る冷媒の質量循環量とは等しい。

【0009】一方、体積循環量は、「シリンダ容積×回転数」で決定され、圧縮機のシリンダ容積と膨張機のシリンダ容積とが同一でない限り、圧縮機を通る冷媒の体積循環量と膨張機を通る冷媒の体積循環量とは異なることになる。

【0010】ここで、圧縮機を通る冷媒の体積循環量をVC、冷媒の吸入密度をDCとし、また膨張機を通る冷媒の体積循環量をVE、冷媒の吸入密度をDEとするとき、質量循環量が等しいことから、

$$VC \times DC = VE \times DE$$

という関係が成立する。これを変形すると、

$$DE / DC = VC / VE$$

となり、しかも、この「 VC / VE 」の値は機器に応じて定まる定数である。従って、サイクルは常時、「 DE / DC (密度比) = 一定」の条件下で運転されることになる。

【0011】図7には、「密度比=一定」の条件の下で作動するサイクルについて、冷媒温度を変化させた場合のサイクルを示している。この図7からは、高温時のサイクルS₁から中温時のサイクルS₂、さらに低温時のサイクルS₃へと冷媒温度が低下するに従って、サイクルの形状が、横長四角状から縦長四角状へと次第に変化し、特に低温領域においてはその運転効率が悪化することが分かる。

【0012】従って、膨張機を備えて動力回収式を行うシステムであっても、必ずしも高効率運転が実現できるとは言えないものである。

【0013】このような背景から、冷媒温度に拘わらず常時高効率での運転を実現できる空気調和装置の開発が望まれているところである。

【0014】そこで本願発明は、かかる要望に鑑み、膨張機を備えた動力回収式の空気調和装置において、常時高い運転効率が得られる最適なサイクルでの運転を可能とすることを目的としてなされたものである。

【0015】

【課題を解決するための手段】本願発明ではかかる課題を解決するための具体的手段として次のような構成を採用している。

【0016】本願の第1の発明では、共に容積式の圧縮機3と膨張機4とをモータ5に対して一軸に連結するとともに、上記圧縮機3からの吐出冷媒を室外熱交換器7と室内熱交換器8とに選一的に供給可能とするとともに、該室外熱交換器7と室内熱交換器8からの冷媒を上記膨張機4に選一的に供給可能とした空気調和装置において、上記膨張機4の吐出管路23と吸込管路24との間にこれら両者を連通させるバイパス管路11を設けるとともに、該バイパス管路11にはその通路面積を増減調整する制御弁12を備えている。

【0017】本願の第2の発明では、上記第1の発明にかかる空気調和装置において、上記制御弁12を冷媒の吐出温度に基づいて制御することを特徴としている。

【0018】本願の第3の発明では、上記第1の発明にかかる空気調和装置において、上記制御弁12を冷媒の過熱度に基づいて制御することを特徴としている。

【0019】本願の第4の発明では、上記第1、第2又は第3の発明にかかる空気調和装置において、起動時には上記制御弁12を全開に設定することを特徴としている。

【0020】本願の第5の発明では、上記第1、第2、第3又は第4の発明にかかる空気調和装置において、上記冷媒として二酸化炭素冷媒を用いたことを特徴としている。

【0021】本願の第6の発明では、上記第1、第2、第3、第4又は第5の発明にかかる空気調和装置において、上記圧縮機3としてスイング型を、上記膨張機4としてスクロール型を、それぞれ適用したことを特徴とし

ている。

【0022】

【発明の効果】本願発明ではかかる構成とすることにより次のような効果が得られる。

【0023】① 本願の第1の発明にかかる空気調和装置によれば、共に容積式の圧縮機3と膨張機4とをモータ5に対して一軸に連結するとともに、上記圧縮機3からの吐出冷媒を室外熱交換器7と室内熱交換器8とに選一的に供給可能とするとともに、該室外熱交換器7と室内熱交換器8からの冷媒を上記膨張機4に選一的に供給可能とした空気調和装置において、上記膨張機4の吐出管路23と吸込管路24との間にこれら両者を連通させるバイパス管路11を設けるとともに、該バイパス管路11にはその通路面積を増減調整する制御弁12を備えているので、上記制御弁12によって上記バイパス管路11の通路面積を増減調整することで、上記膨張機4を通る冷媒循環量が増減調整され、圧縮機3側を通る冷媒の質量循環量と膨張機4を通る質量循環量とが異なり、従来のような「密度比=一定」というサイクル運転上の制約がなくなる。

【0024】従って、上記制御弁12によって上記膨張機4を通る冷媒循環量を冷媒温度等の条件に対応させて増減調整することで、サイクルの運転条件を、常時高い運転効率が確保できるように自由に定めることができとなり、上記膨張機4における動力回収とも相俟って、高い運転効率をもつ空気調和装置を提供することができるようになる。

【0025】② 本願の第2の発明にかかる空気調和装置によれば、上記膨張機4を通る冷媒循環量の調整に基づく高効率化を、上記制御弁12を冷媒の吐出温度に基づいて制御するという簡単な制御形態によって実現することができるものである。

【0026】③ 本願の第3の発明にかかる空気調和装置によれば、上記膨張機4を通る冷媒循環量の調整に基づく高効率化を、上記制御弁12を冷媒の過熱度に基づいて制御するという簡単な制御形態によって実現することができるものである。

【0027】④ 本願の第4の発明にかかる空気調和装置によれば、上記①、②又は③に記載の効果に加えて次のような特有の効果が得られる。即ち、この発明では、システムの起動時は、上記膨張機4の前後における冷媒の差圧が小さく該膨張機4における動力回収効果が少なく、この動力回収効果よりも膨張機4における機械的損失の方が大きい状態であることから、かかる起動時に上記制御弁12を全開に設定して上記膨張機4側への冷媒循環量を減少させることで、起動時における運転効率を良好に維持することが可能となるものである。

【0028】⑤ 本願の第5の発明にかかる空気調和装置によれば、上記①、②、③又は④に記載の効果に加えて次のような特有の効果が得られる。即ち、この発明で

は、上記冷媒として、二酸化炭素冷媒、即ち、高低圧の圧力差が大きい高圧冷媒を用いているので、上記膨張機4における動力回収効果が大きく、従って、高い運転効率をもち且つ地球環境にやさしい空気調和装置を提供することができる。

【0029】⑥ 本願の第6の発明にかかる空気調和装置によれば、上記①、②、③、④又は⑤に記載の効果に加えて次のような特有の効果が得られる。即ち、この発明では、上記圧縮機3としてスイング型を、上記膨張機4としてスクロール型を、それぞれ適用しているので、これら圧縮機3と膨張機4の特性から高い運転効率をもつ空気調和装置を提供でき、特に冷媒として高圧冷媒である二酸化炭素冷媒を用いたものにおいては、高差圧を小さいシリンダ容積によって実現できるという二酸化炭素冷媒の特性との相乗効果によって、上記効果がより一層顕著となるものである。

【0030】

【発明の実施の形態】図1には、本願発明の実施形態にかかる空気調和装置のシステム構成を示している。この空気調和装置は、冷媒として高圧冷媒であって高低圧の圧力差が大きい二酸化炭素冷媒を用いて遷臨界冷凍サイクルを構成し且つ動力回収によって高効率運転を可能とするものであって、その基本的な構成は図5に示した従来の空気調和装置のシステム構成と同様である。即ち、図1において符号1は室外機、符号2は室外機であって、該室外機1には、モータ5に対して一軸に連結された圧縮機3と膨張機4と、ファン6を備えた室外熱交換器7と、二つの四路切換弁9、10とが備えられ、また、上記室内機2には室内熱交換器8が備えられている。

【0031】上記圧縮機3は、上記第1四路切換弁9の切換操作によって、その吐出管路21と吸込管路22とが上記室外熱交換器7と室内熱交換器8とに選択的に接続可能とされる。また、上記膨張機4は、上記第2四路切換弁10の切換操作によってその吐出管路23と吸込管路24とが上記室内熱交換器8と室外熱交換器7とに選択的に接続される。

【0032】尚、上記圧縮機3及び上記膨張機4としては、共に容積式のものが採用されるが、この膨張機4は、容積式の圧縮機をその吐出側と吸込側とを逆転させてそのまま使用されるものである。また、容積式の圧縮機としては、種々形態のものが知られているが、空気調和装置に使用するに好適なものとしては、スイング型、ロータリ型、スクロール型及びマルチベーン型が考えられる。ここで、これら容積式圧縮機のうち、スイング型とロータリ型には高圧圧縮が可能という特性があり、またスクロール型は信頼性は高いが比較的漏れ損失が大きいという特性があり、マルチベーン型は漏れ損失は少ないが潤滑性が厳しいという特性がある。これらの特性から考えて、上記圧縮機3と膨張機4の型式の好適な組み

合わせとしては、(a) 圧縮機としてスイング型を、膨張機としてスクロール型を適用するもの、(b) 圧縮機としてスイング型を、膨張機としてマルチベーン型を適用するもの、(c) 圧縮機としてロータリ型を、膨張機としてスクロール型を適用するもの、が考えられる。

【0033】ここで、この実施形態のように冷媒とした二酸化炭素冷媒を用いたものにおいては、該二酸化炭素冷媒は高低圧の圧力差が大きい高圧冷媒であって、高差圧を、しかも小さいシリンダ容積によって実現できるという特性があることから、この二酸化炭素冷媒を用いた場合において最も好適な圧縮機と膨張機の組み合わせは、上記三つの組合せ例の中でも、特に上記(a)の組み合わせが好適である。

【0034】上述の如き基本的なシステム構成に加えて、この実施形態のものにおいては、本願発明を適用して、上記膨張機4の吐出管路23と吸込管路24との間にこれら両者を連通させるバイパス管路11を設けるとともに、該バイパス管路11にはその通路面積を増減調整する制御弁12を備えており、このバイパス管路11及び制御弁12の配置に最大の特徴をもつものである。

【0035】上記制御弁12は、これが開弁されることで上記吸込管路24を介して上記膨張機4に導入される冷媒の一部を、該膨張機4を迂回して直接上記吐出管路23側に流すものであって、該制御弁12の開度調整によって、該膨張機4を通る冷媒の循環量が増減調整されるものである。そして、このように上記制御弁12の開度調整によって上記膨張機4を通る冷媒の循環量を増減調整することで、上記モータ5に対して一軸に連結され同一回転数で回転駆動される上記膨張機4を通る冷媒の質量循環量と上記圧縮機3を通る冷媒の質量循環量とが異なることになる。

【0036】この結果、図5に示した従来の空気調和装置のように「密度比=一定」というサイクル作動上の制約がなくなり、上記制御弁12の開度調整によって、上記膨張機4を通る冷媒循環量を増減調整することで、サイクルの運転条件を、常時高い運転効率が確保できるよう自由に定めることができとなり、上記膨張機4における動力回収とも相俟って、高い運転効率をもつ空気調和装置を提供することができるものである。

【0037】このような上記制御弁12の開度制御の例として、ここでは冷媒の吐出温度に基づく制御と、冷媒の過熱度に基づく制御とを示す。

【0038】先ず、冷媒の吐出温度による制御であるが、この場合には、図3に示すように、吐出温度目標値を「p-h」線図上に設定し、冷媒温度に対応して変化する各サイクルサイクルS₁、S₂、S₃における吐出温度が上記目標値となるように、上記制御弁12の開度制御によって上記膨張機4を通る冷媒の質量循環量を調整するものである。かかる制御によれば、各冷媒温度における上記各サイクルS₁、S₂、S₃は、共に横長四角

状の形状を維持することとなり、上記膨張機4における動力回収とも相俟って、全温度範囲において高い効率が確保される。

【0039】一方、冷媒の過熱度による制御であるが、この場合には、図4に示すように、過熱度目標値を「 $p-h$ 」線図上に設定し、冷媒温度に対応して変化する各サイクルサイクル S_1, S_2, S_3 上における過熱度が上記目標値となるように、上記制御弁12の開度制御によって上記膨張機4を通る冷媒の質量循環量を調整するものである。かかる制御によれば、各冷媒温度における上記各サイクル S_1, S_2, S_3 は、共に横長四角状の形状を維持することとなり、上記膨張機4における動力回収とも相俟って、全温度範囲において高い効率が確保される。

【0040】尚、上記各制御における制御形態は図2に示す通りである。即ち、比較器13においては目標吐出温度（又は目標過熱度）と現在の吐出温度（又は過熱度）とを比較し、その差分に応じて制御器14から上記制御弁12へ制御信号が出力され、該制御弁12はこの制御信号に基づいてその開度が調整されるものである。

【図面の簡単な説明】

* 【図1】本願発明にかかる動力回収式空気調和装置のシステム構成図である。

【図2】図1に示したバイパス弁の制御ブロック図である。

【図3】本願発明にかかる空気調和装置の吐出温度制御時におけるサイクル変化状態説明図である。

【図4】本願発明にかかる空気調和装置の過熱度制御時におけるサイクル変化状態説明図である。

【図5】従来一般的な動力回収式空気調和装置のシステム構成図である。

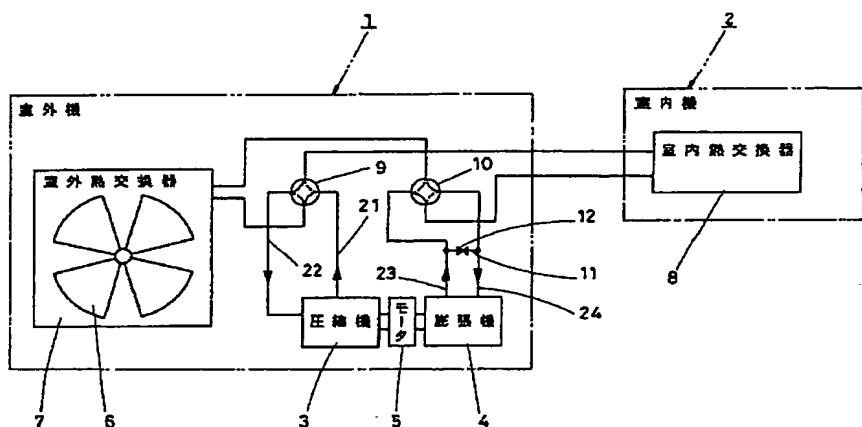
【図6】図5に示した空気調和装置における基本サイクル説明図である。

【図7】図5に示した空気調和装置におけるサイクル変化状態説明図である。

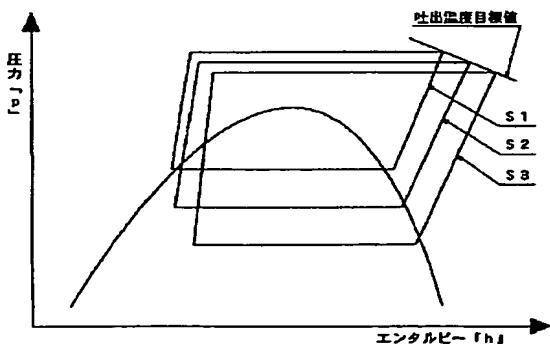
【符号の説明】

1は室外機、2は室内機、3は圧縮機、4は膨張機、5はモータ、6はファン、7は室外熱交換器、8は室内熱交換器、9は第1四路切換弁、10は第2四路切換弁、11はバイパス管路、12は制御弁、13は比較器、20 21は吐出管路、22は吸込管路、23は吐出管路、24 25は吸込管路である。

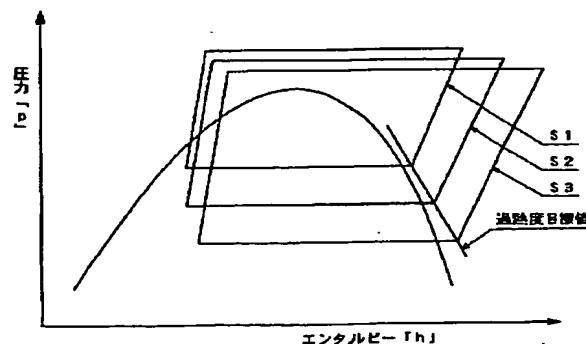
【図1】



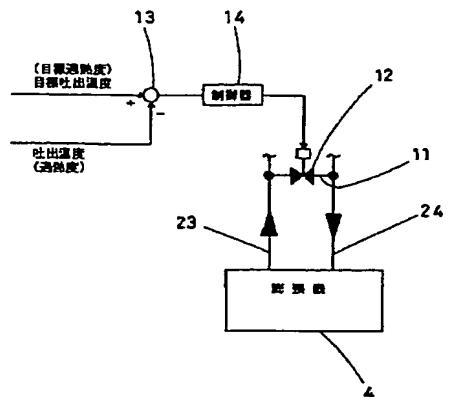
【図3】



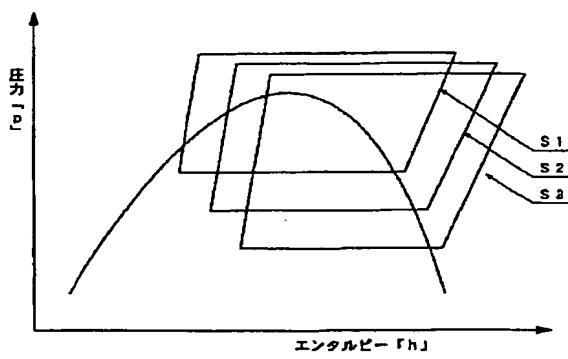
【図4】



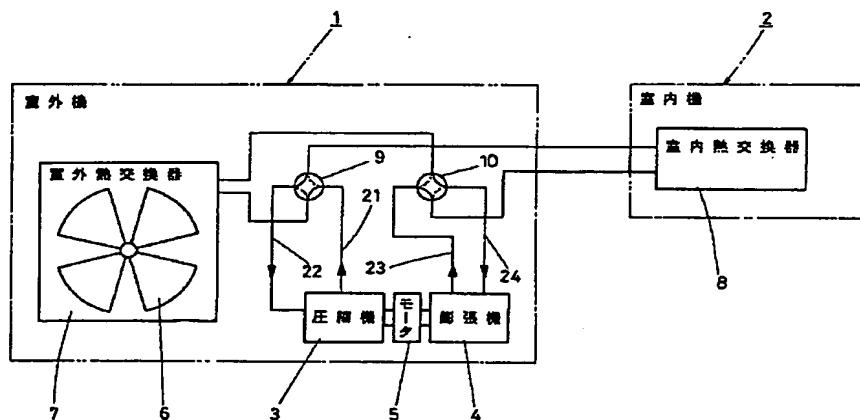
【図2】



【図7】



【図5】



【図6】

